

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Zařízení ke stanovení součinitele tření lana na třecím kotouči

Unit to Assignment of Ropes Friction Coefficient on Friction Plate

Student:

Pavel Hellebrand

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student:

Pavel Hellebrand

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma:

Zařízení ke stanovení součinitele tření lana na třecím kotouči
Unit to Assignment of Ropes Friction Coefficient on Friction Plate

Zásady pro vypracování:

1. Vypracovat rozbor a řešerši možných variant pohonů elektrických výtahů.
2. Provést návrh výkonu pohonu výtahu dle ČSN EN 81-1, výpočet trakční únosnosti a volbu plochého lana, pro výtah o nosnosti (včetně hmotnosti kabiny) 1900 kg a rychlost zdvihu 1,25 m/s.
3. Provést potřebné technologické a pevnostní výpočty vybraných částí měřicího zařízení.
4. Vypracovat konstrukční řešení (sestavný výkres) měřicího zařízení k určení součinitele tření plochého lana na lanovém kotouči.
5. Vypracovat konstrukční řešení (sestavný výkres) pohonu s třecím kotoučem.
6. Vypracovat konstrukční řešení (dílenský, výrobní výkres) vybraných částí měřicího zařízení.

Seznam doporučené odborné literatury:

POLÁK, J., SLÍVA, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: ES VŠB, 2005, 128 str.133, ISBN 80-248-0963-X.
DRAŽAN, F., KUPKA, L. a kol.: Transportní zařízení. Praha: SNTL Praha 1966.
CVEKL, Z., JANOVSKEÝ, L., PODIVÍNSKÝ, V., TALACKO, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, Praha: ČVUT Praha, 1984.
JEŘÁBEK, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci. Praha: ES ČVUT Praha, 1987.
JANOVSKEÝ, L.: Systémy a strojní zařízení pro vertikální dopravu. Praha: ES ČVUT Praha, 1991.
Odborná literatura, katalogové listy, normy z dané oblasti např. ČSN EN 81-1

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18.5.2012

Helena

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 18.5. 2012



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Pavel Hellebrand

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Zámecká 497

Hradec nad Moravicí

747 41

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Hrabovskému, Ph.D., za odborné vedení při tvorbě a realizaci práce, dále za cenné rady a pomoc. Poděkování patří také všem, kteří mi poskytování informací potřebné k řešení dané problematiky.

Anotace bakalářské práce

HELLEBRAND, PAVEL. Zařízení ke stanovení součinitele tření lana na třecím kotouči: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2011, 48 s, Vedoucí práce: doc. Ing. Hrabovský, L. Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením zařízení, ke stanovení součinitele tření lana na třecím kotouči. Úvodní část je věnována rozboru a konstrukci možných variant pro osobní výtah o nosnosti 1900kg (včetně kabiny) a rychlosti zdvihu $1,25 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$. V další části jsou provedeny trakční výpočty pro stanovení sil v lanech, na jejichž základech je zvolen tažný prvek pro výtah o zadané nosnosti. Dále jsou provedeny pevnostní výpočty vybraných součástí měřicího zařízení a jsou zvoleny jednotlivé komponenty zařízení. V závěrečné části je svařovaná nosná konstrukce měřicího zařízení podrobena pevnostní kontrole pomocí metody konečných prvků.

HELLEBRAND, PAVEL. Device to determine the friction coefficient between cable and the friction wheel: bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport 2011, 48 s, Supervisor: doc. Ing. Hrabovský, L. Ph.D.

This thesis deals with the structural design of a device to determine the friction coefficient between cable and the friction wheel. The introductory part is devoted to analysis and design of possible options for a passenger lift with a capacity of 1900 kg (including the cab) and a lifting speed of $1.25 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$. The following chapter presents traction calculations to determine the forces in the cables on the basis of which the traction element is selected for a specified lifting capacity. Furthermore, strength calculations for selected components of the measuring device are performed and its individual components are chosen. In the final chapter, the welded structure of the measuring device is subjected to a strength test using the finite element method.

Obsah

Seznam použitého značení.....	9
0. Úvod.....	11
1. Výtah.....	12
1.1 Rozdělení výtahů.....	12
2. Výtah s elektrickým pohonem	14
2.1 Výtahy s bubnovým pohonem	15
2.2 Výtahy s třecím kotoučem	16
2.2.1 Výtahy s třecím kotoučem a kruhovým průřezem lana	17
2.2.2 Výtahy s třecím kotoučem a plochým lanem.....	18
3. Výtah s hydraulickým pohonem	20
3.1 Hydraulický výtah s přímým pohonem.....	21
3.2 Hydraulický výtah s nepřímým pohonem	21
4. Výtahy s pneumatickým pohonem	22
5. Technologické výpočty	23
5.1 Volené parametry	23
5.2 Stanovení hmotnosti protizávaží.....	24
5.3 Stanovení obvodové síly na třecím kotouči	24
5.3.1 Zvedání nezatížené kabiny	25
5.3.2 Zvedání zatížené kabiny	26
5.3.3 Spouštění nezatížené kabiny	27
5.3.4 Spouštění zatížené kabiny	27
5.4 Volba pohonu	28
5.4.1 Výpočet příkonu motoru zařízení	28
5.4.2 Výpočet výstupních otáček.....	28
5.4.3 Volba motoru	29
5.4.4 Výpočet skutečné rychlosti zdvihu kabiny	29
5.4.5 Kontrola motoru na rozběh	30
5.4.6 Výpočet statického momentu.....	30
5.4.7 Výpočet dynamického momentu	30
5.4.8 Kontrola rozběhové podmínky	31
5.5 Kontrola pera.....	31

5.6	Kontrola napínacího šroubu	33
5.7	Volba plochého lana pro výtah o nosnosti (včetně kabiny) 1900 kg	34
5.8	Návrh kabiny výtahu o nosnosti 1000 kg	35
5.8.1	Stanovení počtu osob	35
5.9	Zvolená měřicí zařízení	36
5.9.1	Volba váhy	36
3.1.1.1	Volba závěsných tenzometrů	37
5.10	Kontrola nosné konstrukce pomocí metody konečných prvků	37
5.10.1	Nosná konstrukce	37
5.10.2	Vytvoření počítačového modelu	38
5.10.3	Výpočet napjatosti a deformace konstrukce měřicího zařízení	41
5.10.4	Výsledek kontroly nosné konstrukce	44
6.	Kompletace měřicího zařízení	45
7.	Závěr	46
8.	Seznam použité literatury	47
9.	Seznam příloh	48

Seznam použitého značení

v	rychlost zdvihu kabiny	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
v_s	skutečná zdvihová rychlost kabiny	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
P	hmotnost kabiny	$[\text{kg}]$
Q	nosnost kabin	$[\text{kg}]$
Z	hmotnost protizávaží	$[\text{kg}]$
H	zvedaná výška	$[\text{m}]$
m_l	metrová hmotnost plochého řemenu	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}]$
n_l	počet nosných prvků	$[-]$
i_k	lanový převod	$[-]$
F_{\min}	minimální pevnost plochého řemenu	$[\text{N}]$
$T_{1\text{plh}}$	síla na straně plné klece v horní poloze	$[\text{N}]$
$T_{1\text{pld}}$	síla na straně plné klece v dolní poloze	$[\text{N}]$
$T_{1\text{prh}}$	síla na straně prázdné klece v horní poloze	$[\text{N}]$
$T_{1\text{prd}}$	síla na straně prázdné klece v dolní poloze	$[\text{N}]$
$T_{2\text{zh}}$	síla na straně závaží v horní poloze	$[\text{N}]$
$T_{2\text{zd}}$	síla na straně závaží v dolní poloze	$[\text{N}]$
F	výsledná tahová síla v řemenu	$[\text{N}]$
P_p	potřebný příkon motoru	$[\text{W}]$
n_m	otáčky motoru	$[\text{ot}\cdot\text{min}^{-1}]$
n_h	výstupní otáčky hřídele převodovky	$[\text{ot}\cdot\text{min}^{-1}]$
η_m	účinnost motoru	$[-]$
η_p	účinnost převodovky	$[-]$
η_c	celková účinnost	$[-]$
g	tíhové zrychlení	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
D	průměr třecího kotouče	$[\text{mm}]$

i_p	převodový poměr převodovky	[-]
M_r	mozběhový moment motoru	[Nm]
M_{st}	statický moment motoru	[Nm]
M_i	dynamický moment od rotujících částí	[Nm]
J_{pm}	moment setrvačnosti převodového motoru	[kg·m ²]
J_k	moment setrvačnosti třecího kotouče	[kg·m ²]
J_1	moment setrvačnosti rotačních hmot	[kg·m ²]
J_2	moment setrvačnosti posuvných hmot	[kg·m ²]
t_r	doba rozběhu třecího kotouče	[s]
p_{dov}	dovolený tlak pro otlačení péra	[Pa]
τ_{dov}	dovolené napětí ve střihu	[Pa]
p_p	skutečný tlak	[Pa]
T	skutečné napětí ve střihu	[Pa]
R_e	mez kluzu	[Pa]
R_m	mez pevnosti	[Pa]
d_3	malý průměr napínacího šroubu	[mm]
β_k	součinitel krutu od dotažení matice	[-]
K_s	součinitel bezpečnosti	[-]
E	modul pružnosti	[Pa]
μ	Poissonovo číslo	[-]

0. Úvod

Tématem této bakalářské práce je zpracování možných řešení a variant pohonů osobního výtahu o předepsané nosnosti a rychlosti zdvihu. Dále navrhnout konstrukční řešení měřicího zařízení ke stanovení součinitele tření lana na třecím kotouči. Důvodem výběru tohoto tématu byl zájem o odvětví osobních výtahů.

Cílem této práce je přiblížit čtenáři téma osobních výtahů, přičemž hlavní důraz je kladen na elektrické výtahy s třecím kotoučem a jejich porovnání s jinými variantami pohonů výtahů. Jednou z problematik výtahů s třecím kotoučem je dosažení co největšího součinitele tření mezi lanem a třecím kotoučem. Proto je tato bakalářská práce zaměřena na konstrukci měřicího zařízení ke stanovení součinitele tření.

K dosažení cíle a vypracování bakalářské práce pomohlo velké množství zdrojů, které se k této problematice vážou. Při rozboru možných variant výtahu, bylo nejvíce čerpáno z vysokoškolských skript prof. Ing. Poláka, Ph.D. a doc. Ing. Slívy, Ph.D. Dopravní a manipulační zařízení III. a pevnostní kontroly vybraných částí měřicího zařízení byly provedeny ze skript doc. Ing. Kalába, Ph.D. Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Mezi internetovými zdroji převládaly stránky výtahových společností.

Bakalářská práce je členěna do dvou částí: teoretické a početní. Teoretická část je zaměřena na rozdělení výtahů a vydefinování základního názvosloví, které je důležité pro pochopení a orientaci v početní části.

Početní část se zabývá samotnými trakčními výpočty, pevnostní kontrolou vybraných prvků měřicího zařízení a pevnostní kontrolou samotné konstrukce měřicího zařízení.

1. Výtah

Výtah je trvale umístěné zdvihací zařízení, pracující mezi dvěma a více stanicemi v různých výškových úrovních, opatřené klecí pro přepravu osob nebo nákladů. Klec vykonává vertikální přímočarý pohyb a její vedení zabezpečují pevná vodítka, umístěna v šachtě výtahu. Klec je připevněna k nosným prvkům, kterými je spojena se zdvihacím ústrojím výtahu. [1]

Osobní výtahy jsou v dnešní době velmi rozšířeny především v podlažních domech, nákupních střediscích nebo v administrativních budovách. Výtahy nám zpohodlňují život a jsou také nezbytným zařízením usnadňujícím život hendikepovaným osobám.

1.1 Rozdělení výtahů

Podle druhu pohonu:

- s elektrickým pohonem
- s hydraulickým pohonem
- s pneumatickým pohonem

Výtahy s elektrickým pohonem se podle normy ČSN ISO 4190-1 dále dělí:

- **třída I** - výtahy určené pro dopravu osob
- **třída II** - výtahy určené pro dopravu osob, ale mohou se používat i pro dopravu nákladu, od výtahu třídy I a III se liší úpravou klece
- **třída III** - lůžkové výtahy
- **třída IV** - výtahy pro dopravu nákladů doprovázených osobami
- **třída V** - malé nákladní výtahy bez přístupu osob, plocha podlahy do 1m² a výška 1,2 m, musí zamezovat přístupu osob

Do skupiny speciálních výtahů můžeme zařadit oběžný výtah (páternoster), který pracuje s nepřetržitým provozem. Tyto výtahy, pracující s nepřetržitým řetězem kabin řazených za sebou, byly hojně používány v 19. století, později byly vytlačeny výtahy s přerušovaným provozem, ale i dnes se s nimi můžeme setkat v některých administrativních budovách. [6]

Základními parametry výtahu jsou nosnost a jmenovitá rychlost. Nosnost je maximální možné zatížení klece, předepsané výrobcem. Jmenovitá rychlost je teoretická rychlost pohybu kabiny ve výtahové šachtě. [1]

Nosnost a jmenovitá rychlost jsou normalizovány (viz. tab. 1.1 a tab. 1.2). Většina výtahových firem také dodává výtahy dle požadavků zákazníků.

Nosnost výtahu [kg]

Tab. 1. 1 - Nosnosti výtahu [1]

320	400	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	4000	6300
-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------	------	------

Jmenovitá rychlost [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

Tab. 1. 2 - Jmenovité rychlosti [1]

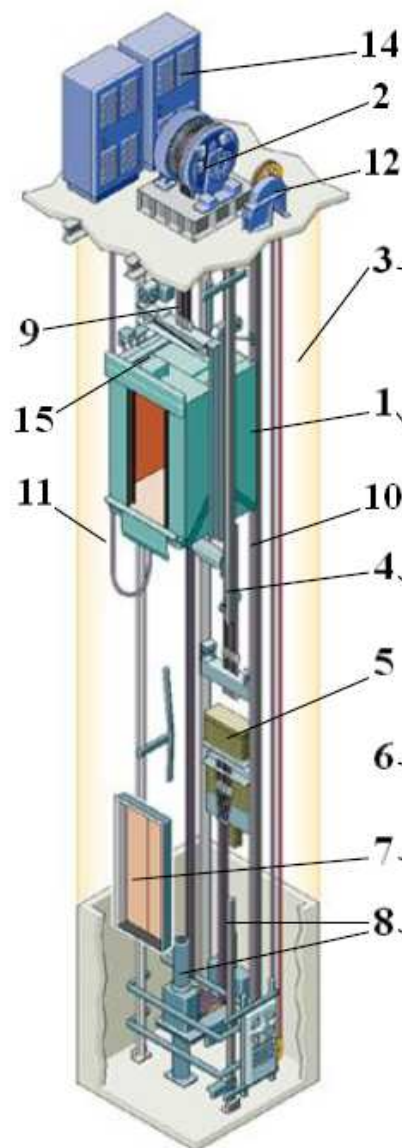
0,4	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3
-----	------	-----	-----	-----	-----	-----

Dalšími rozhodujícími parametry pro konstrukci výtahu kromě požadované ceny a základních parametrů jsou také výška budovy a prostorové možnosti výtahové šachty.

2. Výtah s elektrickým pohonem

Schéma výtahu s elektrickým pohonem je znázorněno na obr. 2.1 a skládá se z těchto částí:

- kabina (1)
- navíjecí buben (2)
- šachta (3)
- vodítka klece (4)
- protizávaží (5)
- šachetní dveře (7)
- nárazníky (8)
- ocelová lana (9)
- vodítka vyvažovacího závaží (10)
- výtahový kabel (11)
- omezovač rychlosti (12)
- rozvaděč (14)
- pohon dveří (15)



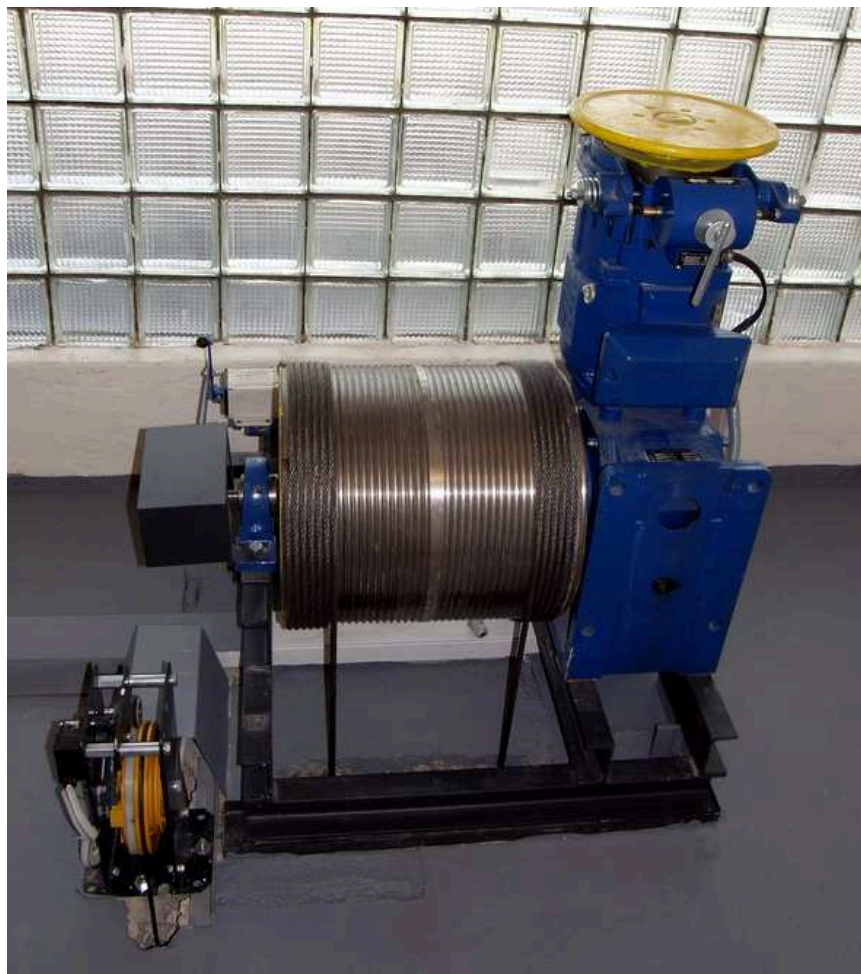
Obr. 2.1 – Schéma elektrického výtahu. [7]

Výtah s elektrickým pohonem můžeme dále rozdělit podle způsobu přenosu síly z pohonu na hnací člen:

- s bubnovým pohonem
- s třecím kotoučem

2.1 Výtahy s bubnovým pohonem

Bubnové výtahy jsou výtahy, u kterých je nosný člen jedním koncem připevněn ke kabině a druhým je uchopen na bubnu, na který je navíjeno. Tyto výtahy pracují bez protizávaží. Díky odstranění protizávaží z výtahové šachty je možno využít její celý prostor, což dovoluje použít kabinu s větším přepravným prostorem. Výtahové stroje jsou opatřeny frekvenčním měničem, který řídí otáčky, tím se zpřesňuje zastavení kabiny v jednotlivých podlažích a odstraňují se rázy při provozu. [8]



Obr. 2.2 – Výtahový stroj s bubnovým pohonem. [8]

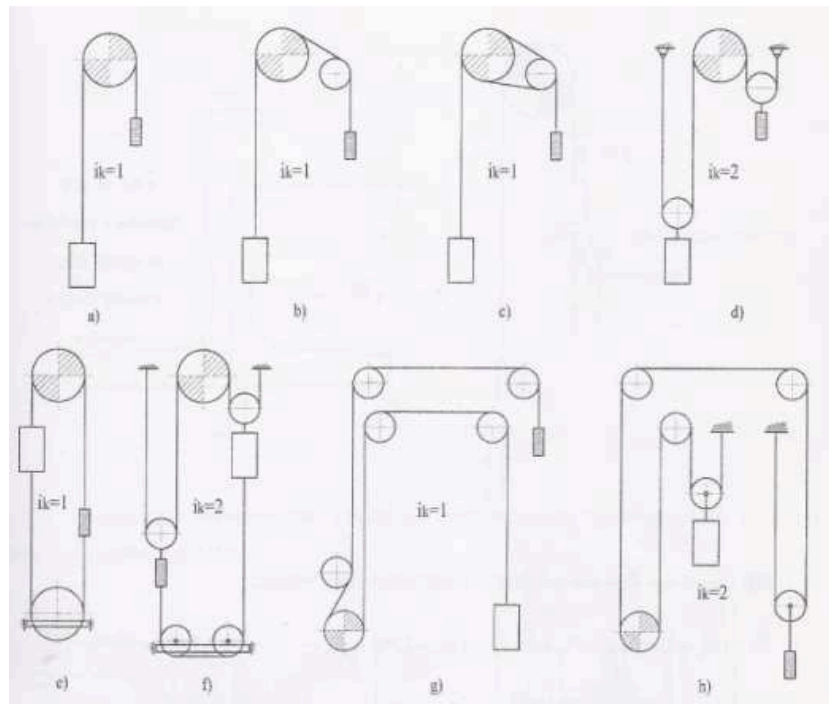
Nevýhodou výtahů s bubnovým pohonem je odstranění protizávaží, které vyrovnávalo hmotnost kabiny a část jejího zatížení, proto musí být výtahy opatřeny motorem o větším výkonu než výtahy používající protizávaží. Z toho vyplývá, že tento typ výtahu je energeticky náročnější než výtah s třecím kotoučem.

2.2 Výtahy s třecím kotoučem

Kabina a protizávaží jsou zavěšeny na soustavě lan. Lana jsou opásána okolo třecího kotouče úhlem opásání α_G [rad], který je ovlivněn druhem použitého lanového systému (viz. obr. 2.3). Díky třecí přenosové schopnosti, která je ovlivněna součinitelem tření mezi lanem a třecím kotoučem μ [-], se mění rotační pohyb třecího kotouče na tažnou sílu v laně, která pohybuje s kabinou. Princip tohoto výtahu je postaven na Eulerovu vztahu (viz. vzorec 2.1). [1]

$$\frac{T_1}{T_2} \leq e^{\mu \cdot \alpha_G} \quad (2.1)$$

- kde T_1 je síla v lanech na více zatížené straně
- kde T_2 je síla v lanech na méně zatížené straně
- e je Eulerovo číslo



Obr. 2.3 – Schéma lanových systémů. [1]

Výtahy s třecím kotoučem můžeme dále rozdělit podle průřezu nosného prostředku:

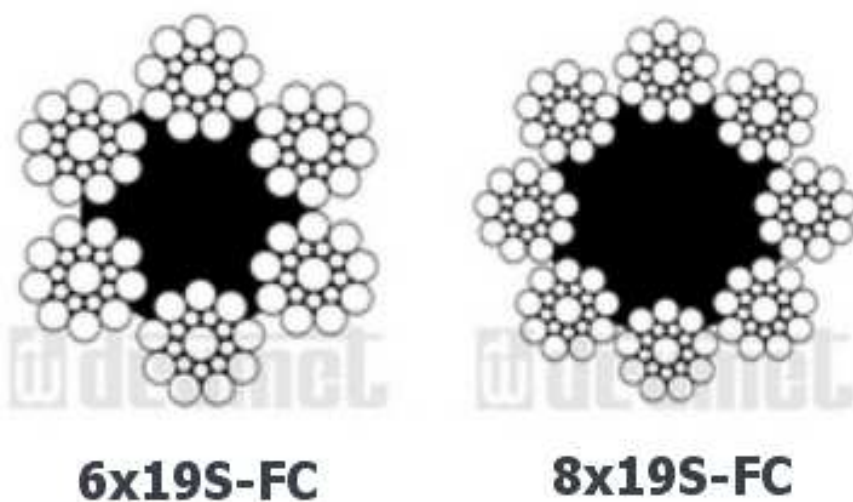
- s lanem kruhového průřezu
- s plochým lanem

2.2.1 Výtahy s třecím kotoučem a kruhovým průřezem lana

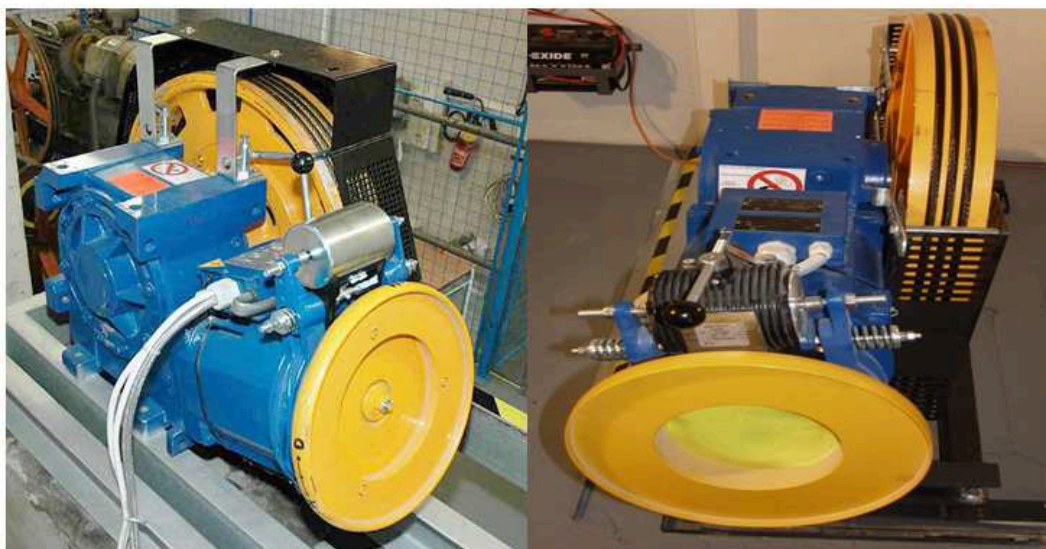
Jako tažný člen jsou nejčastěji používána lana se souběžným vinutím drátů o různém průměru, u kterého se dráty dotýkají přímkovým stykem po celé délce lana. Povrchová i střední vrstva pramene je vinuta ze stejného počtu drátu viz. obr. 2.4, na obrázku je šesti a osmi pramenné lano s vláknitou duší. Pro výtahy se používají lana o minimálním jmenovitém průměru 8 [mm] a součinitel bezpečnosti je závislý na počtu nosných lan viz tab.

Tab. 2. 1 - Tabulka součinitelů bezpečnosti. [1]

Počet lan	Typ výtahu	bezpečnost
3 a více	s třecím kotoučem	12
2	s třecím kotoučem	16
	s bubnovým pohonem	12



Obr. 2.4 – Konstrukce výtahového lana Seal. [9]

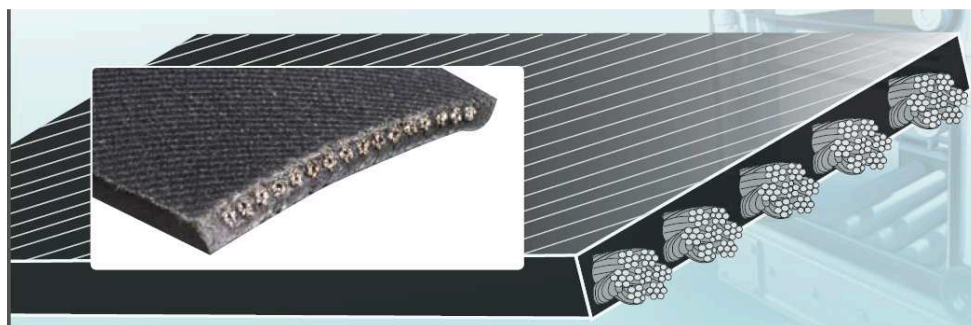


Obr. 2.5 – Výtahový stroj s třecím kotoučem používajícím tři lana kruhového průřezu. [8]

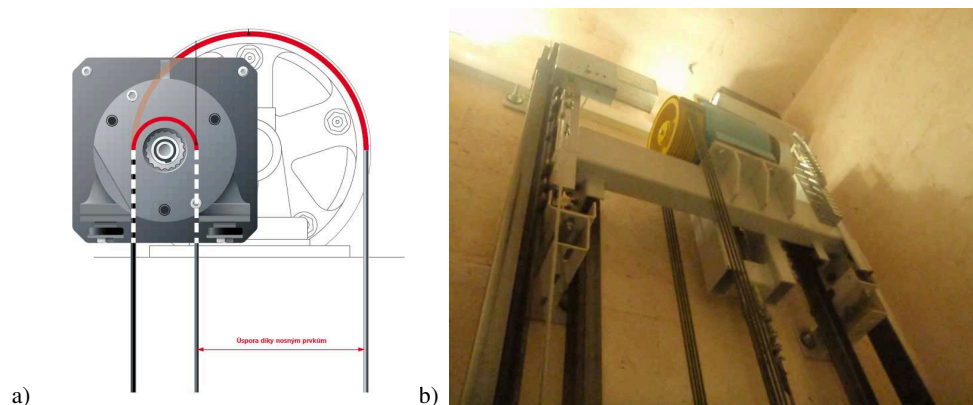
2.2.2 Výtahy s třecím kotoučem a plochým lanem

Pracují na stejném principu jako výtahy s třecím kotoučem a lanem kruhového průřezu, liší se v průřezu lana.

Plochá lana neboli ploché řemeny se skládají minimálně z 12 lanek spletených ze sedmi pramenů, tvořených sedmi ocelovými lanky. Lanky jsou řazeny vedle sebe a zalita asi do milimetrové polyuretanové, nebo chloroprenové pryžové vrstvy (viz. obr. 2.6). Použitím ochranné vrstvy jsou lanky dobře chráněny před vlivy vzdušné atmosféry, tím se prodlužuje jejich životnost a díky použití lanek menšího průřezu jsou velmi ohebná (viz. obr. 2.7). Tloušťky pásů se vyrábí od 2 do 3 mm a šířky do 102 mm. [10]



Obr. 2.6 – Řez plochým lanem. [10]



Obr. 2.7 – a) Změna velikosti průměru třecího kotouče při použití plochého řemene. [11]
b) Umístění pohonu ve výtahové šachtě [13]

Výhody výtahů s plochými řemeny oproti výtahům s kruhovým průřezem lana:

- bezúdržbový provoz
- delší životnost tažného prvku
- plochý řemen je o 20 % lehčí
- má větší dotykovou plochu na třecím kotouči než lano kruhového průřezu, tím dochází k menšímu opotřebení třecího kotouče
- lepší tření mezi řemenem a třecím kotoučem
- menší průměr třecího kotouče
- tišší chod
- výtahový stroj je menší, proto nepotřebuje prostor pro strojovnu a je umístěn v šachtě výtahu

Firma UZIMEX PRAHA, spol. s r.o. má ve své nabídce dva typy plochých řemenů, které se liší v povrchové krycí vrstvě. Lana s polyuretanovou vrstvou jsou určena pro nákladní výtahy v těžkém provozu a zpravidla se nepoužívají pro osobní výtahy. Druhou variantou jsou řemeny z chloroprenové pryžové vrstvy používané u osobních výtahů a zvedacích plošin.

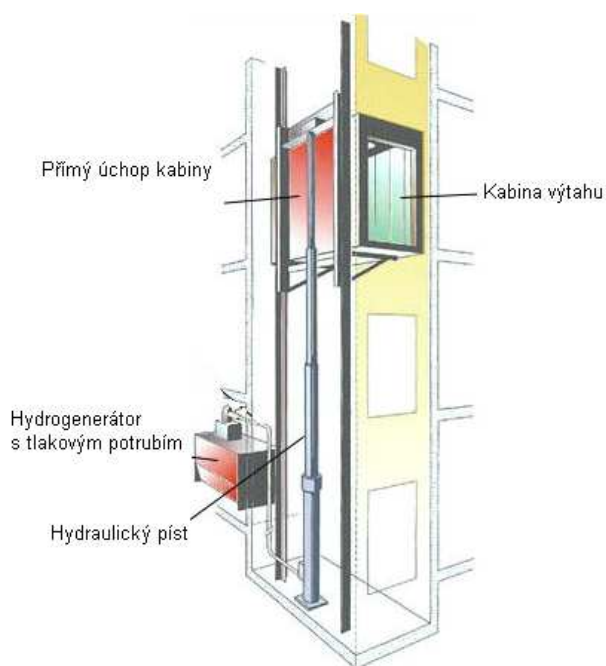
Základní parametry plochého řemene LiftPower™ High Performance s chloroprenovou pryžovou vrstvou:

Tab. 2. 2 - Parametry plochého řemenu LiftPower™ High Performance [10]

Šířka řemenu [mm]	Počet tažných vláken	Minimální pevnost [N]	Připustné pracovní napětí (bezpečnost 10) [N]
30	12	42000	4200
60	24	84000	8400
90	36	126000	12600

3. Výtah s hydraulickým pohonem

U výtahů s hydraulickým pohonem je zdvihací síla vyvozená tlakem kapaliny působící v hydraulickém pístu, který se vysouvá a zvedá kabinu. Tlak kapaliny vzniká v hydrogenerátoru a vysokotlakým potrubím je přiváděn k válci. Strojovna nemusí být umístěna v šachtě, což je jedna z výhod výtahů s hydraulickým pohonem. Nepoužívají protizávaží, tudíž se dá využít celý rozměr výtahové šachty. Jejich předností je tichý a plynulý chod, přesné zastavení ve stanicích, aniž by záleželo na zatížení kabiny. Používají se jak pro přepravu osob, tak pro přepravu břemen, a to až do nosnosti 20 000 [kg]. Jejich hlavní nevýhodou je omezená přepravní výška 23 [m] a maximální zdvihová rychlost 0,8 [m·s⁻¹]. U výtahů s hydraulickým pohonem je nebezpečí úniku tlakové kapaliny, proto musí být strojovna opatřena zábranami proti jejímu šíření. Výtahy nejsou vhodné pro prašná prostředí. [1]



Obr. 3.1 – Schéma výtahu s hydraulickým pohonem. [13]

Rozdělení výtahů s hydraulickým pohonem:

- s přímým pohonem
- s nepřímým pohonem

3.1 Hydraulický výtah s přímým pohonem

Jeho princip spočívá v tom, že horní část pístu je přímo spojena s kabinou výtahu. Jeho výhodou je, že se nemusí používat bezpečnostní zachycovače, neboť v případě poruchy a následného vytékání tlakové kapaliny z potrubí kabina výtahu pozvolna sjede do spodní části výtahové šachty. [1]



Obr. 3.1 - Hydraulický výtah s přímým pohonem. [14]

3.2 Hydraulický výtah s nepřímým pohonem

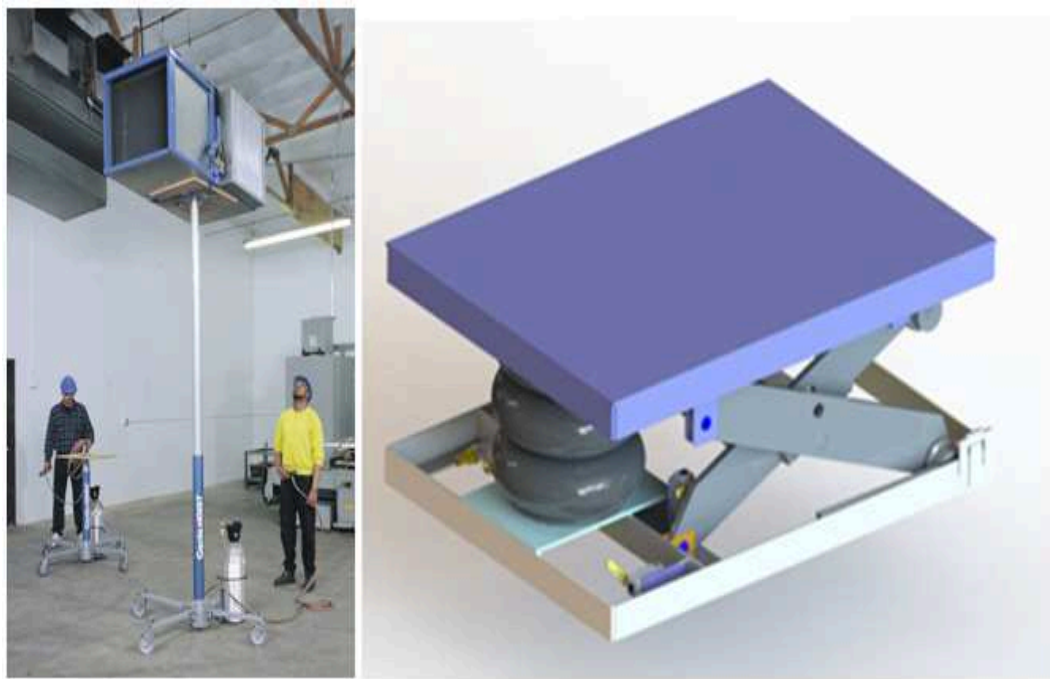
Je kombinací hydraulického pístu a lanového převodu. Na konci pístu je umístěna lanová kladka, přes kterou je pomocí lan uchopena kabina výtahu. [1]



Obr. 3.1 - Hydraulický výtah s nepřímým pohonem. [14]

4. Výtahy s pneumatickým pohonem

Tyto výtahy pracují na stejném principu jako výtahy s hydraulickým pohonem, zásadně se však liší v použití tlakového média. Jako tlakové médium je používán stlačený plyn, nejčastěji CO_2 . Výhodou těchto výtahů oproti výtahům s hydraulickým pohonem je, že při poruše tlakového vedení uniká plyn a nehrozí kontaminace olejem. Hlavní nevýhodou je, že plyn je dobře stlačitelný, a proto výtahy pracují s velkými tlaky, které jsou doprovázeny rázy. Proto se u osobních výtahů setkáváme s tímto druhem pohonu jen zřídka. Pneumatické výtahy našly své využití převážně v montážní technice, kde uplatnily fakt, že stlačený plyn je daleko lehčí než tlaková kapalina, tím jsou manipulační zařízení lehčí a snadno se s nimi manipuluje. Příklad manipulačních zařízení je znázorněn na obr. 4.1. [15]

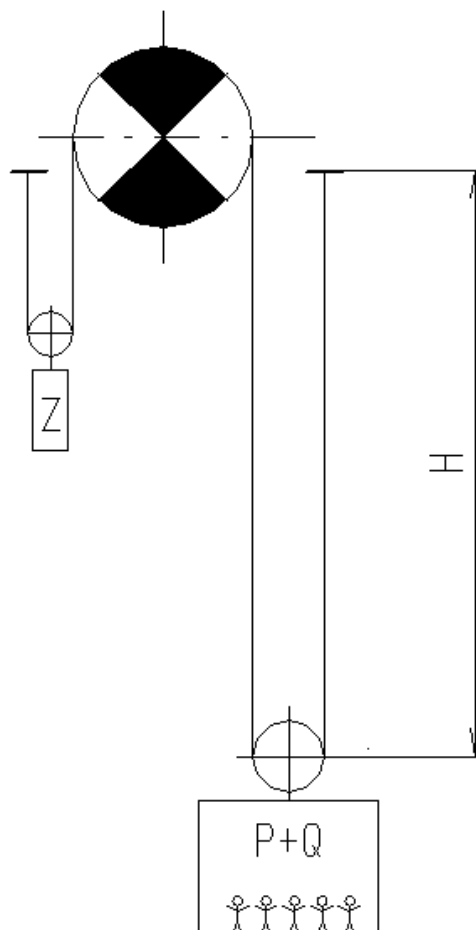


Obr. 4.1 – Příklady použití pneumatického výtahu. [15], [16]

5. Technologické výpočty

5.1 Volené parametry

Z obr. 5.1 je patrný koeficient lanového převodu $i_k=2$ [-].



Obr. 5.1 - Schéma lanování výtahu

- hmotnost kabiny: $P=900$ [kg]
- nosnost kabiny: $Q=1000$ [kg]
- zvedaná výška: $H=25$ [m]
- lanový převod: $i_k=2$ [-]
- počet nosných prvků: $n_l=3$ [-]
- metrová hmotnost řemenu: $m_l=0,3$ [kg·m⁻¹]
- do výpočtu zahrnujeme 5 % hmotnostní nepřesnost
- rychlost zdvihu: $v=1,25$ [m·s⁻¹]

[8]

5.2 Stanovení hmotnosti protizávaží

Protizávaží vyrovnává celou hmotnost kabiny a polovinu nosnosti výtahu. [1]

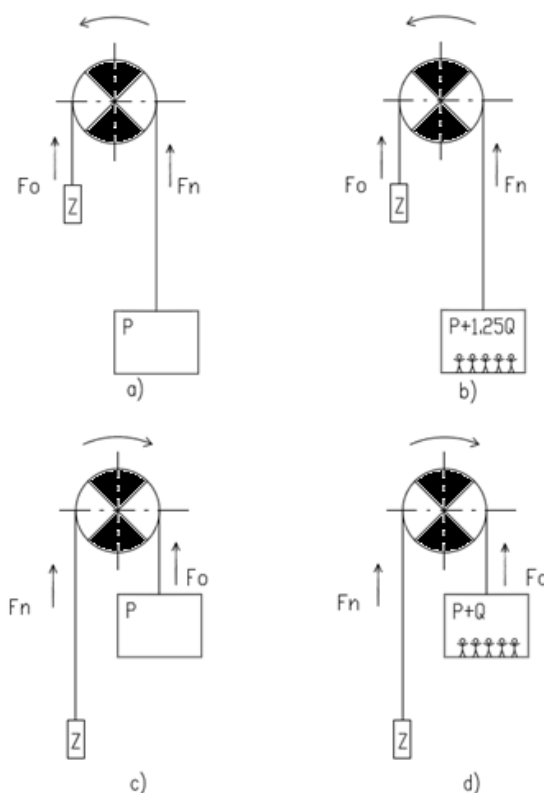
$$Z = P + \frac{Q}{2} [kg] \quad (5.1)$$

$$Z = 900 + \frac{1000}{2}$$

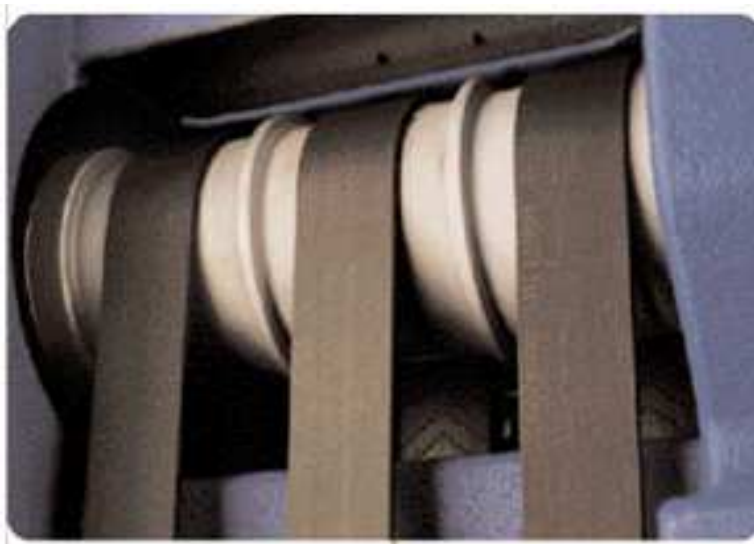
$$Z = 1400 \text{ kg}$$

5.3 Stanovení obvodové síly na třecím kotouči

Obvodové síly na třecím kotouči počítáme pro čtyři mezní stavy, které mohou nastat při provozu výtahu. Mezní stavy jsou znázorněny v obr. 5.2.



Obr. 5.2 – Mezní stavy a) Zvedání nezatížené klece, b) Zvedání zatížené klece, c) Spouštění nezatížené klece, d) Spouštění zatížené klece



Obr. 5.3 – Uspořádání lan na třecím kotouči [12]

Výtah je lanován třemi stejnými lany vedle sebe $n_l=3$ [-] (vis. obr. 5.3). Za předpokladu rovnoměrného rozložení sil do jednotlivých lan nám stačí pro stanovení součinitele tření lana na třecím kotouči μ_l počítat s třetinovým zatížením. Do zatížení započítáváme i hmotnost lan m_l . Hmotnost lana je udávána s 5 % tolerancí, proto do jednotlivých případů započítáváme vždy nejhorší variantu.

5.3.1 Zvedání nezatížené kabiny (obr. 5.2 a))

- síla na straně kabiny

$$T_{1prd} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{P}{i_k} + m_l \cdot n_m \cdot H \cdot 1,05 \right) \cdot g \text{ [N]} \quad (5.2)$$

$$T_{1prd} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{900}{2} + 0,3 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 1,05 \right) \cdot 9,81$$

$$T_{1prd} = 1548,75 \text{ N}$$

- síla na straně závaží

$$T_{2zh} = \frac{1}{3} \cdot \frac{Z}{i_k} \cdot g \text{ [N]} \quad (5.3)$$

$$T_{2zh} = \frac{1}{3} \cdot \frac{1400}{2} \cdot 9,81$$

$$T_{2zh} = 2289 \text{ [N]}$$

- výsledná obvodová síla na třecím kotouči

$$F_1 = T_{2zh} - T_{1prd} [N] \quad (5.4)$$

$$F_1 = 2289 - 1548,75$$

$$F_1 = 740,25 [N]$$

5.3.2 Zvedání zatížené kabiny (obr. 5.2 b))

Z důvodů bezpečnosti dle normy ČSN EN 86 – 1 se zatížení klece zvyšuje o 25 % nosnosti kabiny.

- síla na straně klece

$$T_{1pld} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{P+1,25 \cdot Q}{i_k} + m_l \cdot n_m \cdot H \cdot 1,05 \right) \cdot g [N] \quad (5.5)$$

$$T_{1pld} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{900 + 1,25 \cdot 1000}{2} + 0,3 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 1,05 \right) \cdot 9,81$$

$$T_{1pld} = 3592,5 N$$

- síla na straně závaží

$$T_{2zh} = \frac{1}{3} \cdot \frac{Z}{i_k} \cdot g [N] \quad (5.6)$$

$$T_{2zh} = \frac{1}{3} \cdot \frac{1400}{2} \cdot 9,81$$

$$T_{2zh} = 2289 [N]$$

- výsledná obvodová síla na třecím kotouči

$$F_2 = T_{1pld} - T_{2zh} [N] \quad (5.7)$$

$$F_2 = 3592,5 - 2289$$

$$\underline{F_2 = 1303,5 [N]}$$

5.3.3 Spouštění nezatížené kabiny (obr. 5.2 c))

- síla na straně klece

$$T_{1prh} = \frac{1}{3} \cdot \frac{P}{i_k} \cdot g \text{ [N]} \quad (5.8)$$

$$T_{1prh} = \frac{1}{3} \cdot \frac{900}{2} \cdot 9,81$$

$$T_{1prh} = 1471,5 \text{ [N]}$$

- síla na straně závaží

$$T_{2zd} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{Z}{2} + m_l \cdot n_l \cdot H \cdot 0,95 \right) \cdot g \text{ [N]} \quad (5.9)$$

$$T_{2zd} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{1400}{2} + 0,3 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 0,95 \right) \cdot 9,81$$

$$T_{2zd} = 2358,9 \text{ [N]}$$

- výsledná obvodová síla na třecím kotouči

$$F_3 = T_{2zd} - T_{1prh} \text{ [N]} \quad (5.10)$$

$$F_3 = 2358,9 - 1471,5$$

$$F_3 = 887,4 \text{ [N]}$$

5.3.4 Spouštění zatížené kabiny (obr. 5.2 d))

- síla na straně klece

$$T_{1plh} = \frac{1}{3} \cdot \frac{P+Q}{i_k} \cdot g \text{ [N]} \quad (5.11)$$

$$T_{1plh} = \frac{1}{3} \cdot \frac{900 + 1000}{2} \cdot 9,81$$

$$T_{1plh} = 3106,5 \text{ [N]}$$

- síla na straně závaží

$$T_{2zd} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{Z}{2} + m_l \cdot n_l \cdot H \cdot 0,95 \right) \cdot g \text{ [N]} \quad (5.12)$$

$$T_{2zd} = \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{1400}{2} + 0,3 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 0,95 \right) \cdot 9,81$$

$$T_{2zd} = 2358,9 \text{ [N]}$$

- výsledná obvodová síla na třecím kotouči

$$F_4 = T_{1prh} - T_{2zd} [N] \quad (5.13)$$

$$F_4 = 3106,5 - 2358,9$$

$$F_4 = 747,6 [N]$$

5.4 Volba pohonu

5.4.1 Výpočet příkonu motoru zařízení

Pro výpočet příkonu motoru bereme v úvahu největší výslednou obvodovou sílu na třecím kotouči, ta nastala v druhém případě (viz. obr. 5.2 b)) při zvedání zatížené kabiny $F_2=1303,5 [N]$

$$\eta=0,9 [-]$$

$$P_p = \frac{F_2 \cdot v}{10^3 \cdot \eta} [kW] \quad (5.14)$$

$$P_p = \frac{1303,5 \cdot 1,25}{10^3 \cdot 0,9}$$

$$P_p = 1,81 [kW]$$

5.4.2 Výpočet výstupních otáček

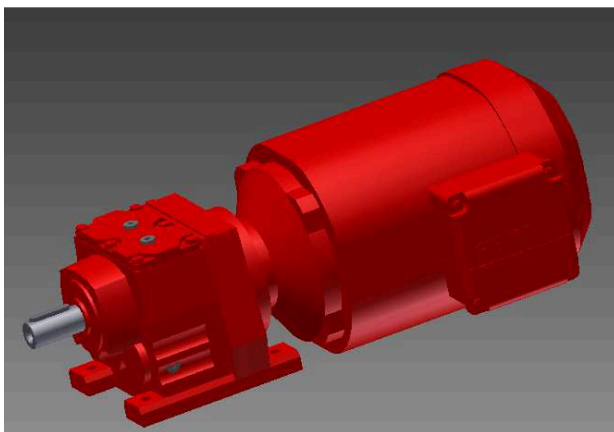
$$n_2 = \frac{v}{\pi \cdot D} \cdot 60 [ot \cdot min^{-1}] \quad (5.15)$$

$$n_2 = \frac{1,25}{3,14 \cdot 0,16} \cdot 60$$

$$n_2 = 149,21 [ot \cdot min^{-1}]$$

5.4.3 Volba motoru

Volba čelního převodového motoru byla provedena s ohledem na příkon a požadované výstupní otáčky. Byl zvolen čelní převodový motor firmy SEW-EURODRIVE s označením R37 DRE100M4.



Obr. 5. 4 – Čelní převodový motor [11]

- výkon převodového motoru: $P_{EM} = 2,2 \text{ [kW]}$
- otáčky motoru: $n_m = 1425 \text{ [min}^{-1}] = 23,75 \text{ [s}^{-1}]$
- výstupní otáčky: $n_h = 151 \text{ [min}^{-1}] = 2,52 \text{ [s}^{-1}]$
- celková účinnost: $\eta_c = 0,867 \text{ [-]}$
- celkový moment setrvačnosti: $J_{pm} = 56,74 \cdot 10^{-4} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$
- $\frac{M_A}{M_n} = 3,3$
- jmenovitý moment: $M_N = 14,7 \text{ [Nm]}$
- výstupní kroutící moment: $M_k = 140 \text{ [Nm]}$

5.4.4 Výpočet skutečné rychlosti zdvihu kabiny

$$v_s = n_h \cdot \pi \cdot D \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.16)$$

$$v_s = 2,52 \cdot 3,14 \cdot 0,16$$

$$v_s = 1,27 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Skutečná zdvihová rychlost se od požadované zdvihové rychlosti liší o 1,6 [%]

5.4.5 Kontrola motoru na rozběh

$$M_r = M_{st} + M_i \text{ [Nm]} \quad (5.16)$$

5.4.6 Výpočet statického momentu

$$M_{st} = \frac{F_2 \cdot D}{2 \cdot \eta_c \cdot i_p} \text{ [Nm]} \quad (5.17)$$

$$M_{st} = \frac{1303,5 \cdot 0,16}{2 \cdot 0,867 \cdot 9,47}$$

$$M_{st} = 12,7 \text{ [Nm]}$$

5.4.7 Výpočet dynamického momentu

Dobu rozběhu motoru t_r byla zvolena 30 [s].

$$M_i = (J_1 + J_2) \cdot \varepsilon \text{ [Nm]} \quad (5.18)$$

$$M_i = (J_1 + J_2) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_r} \text{ [Nm]}$$

- výpočet momentů setrvačnosti elektropřevodovky a třecího kotouče

$J_k = 4,3 \cdot 10^{-2} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$ - byl stanoven v programu Autodesk Inventor 2011

$$J_1 = J_{pm} + J_k \cdot \frac{1}{i_k \cdot \eta_c} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (5.19)$$

$$J_1 = 56,74 \cdot 10^{-4} + 4,3 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1}{9,47 \cdot 0,867}$$

$$J_1 = 0,01 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

- výpočet momentů setrvačnosti posuvných hmot, redukováných na výstupní hřídel

$$J_2 = \frac{(\frac{P+1,25 \cdot Q-Z}{2} + m_L \cdot n_L \cdot H \cdot 0,105 \cdot v^2)}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \eta_c^2} \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (5.20)$$

$$J_2 = \frac{(\frac{900 + 1,25 \cdot 1000 - 1400}{2} + 0,3 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 1,05) \cdot 1,25^2}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 23,75^2 \cdot 0,867^2}$$

$$J_2 = 0,4 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$M_i = (0,01 + 0,4) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 23,75}{30}$$

$$M_i = 2,04 \text{ [Nm]}$$

$$M_r = 12,7 + 2,04$$

$$M_r = 14,74 \text{ [Nm]}$$

5.4.8 Kontrola rozběhové podmínky

$$M_A = 3,3 \cdot M_r \tag{5.21}$$

$$M_A = 3,3 \cdot 14,74$$

$$M_A = 48,51 \text{ [Nm]}$$

$$M_A \geq M_r \tag{5.22}$$

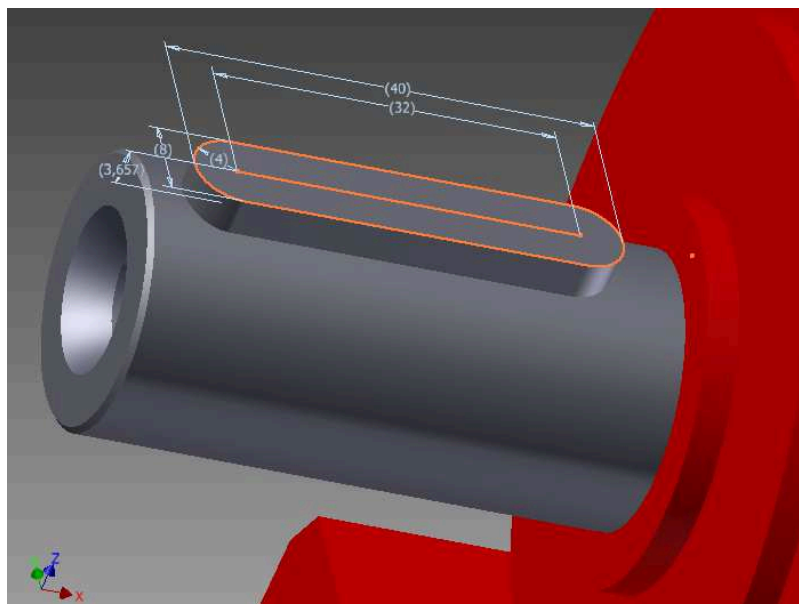
$$\underline{48,51 \geq 14,74}$$

Podmínka je splněna, motor vyhovuje.

5.5 Kontrola pera

Kontrola pera, které spojuje výstupní hřídel převodovky s třecím kotoučem. U mnou zvoleného převodového motoru je použito pero s označením PERO 8e7 x 7 x 40 ČSN 02 2562. Výpočet provádím dle [2].

- dovolený tlak: $p_{dov}=120\text{MPa}$
- dovolené napětí ve stříhu: $\tau_{dov} = 85 \text{ MPa}$
- potřebné rozměry jsou znázorněny na obr. 5.5



Obr. 5.5 – Základní rozměry péra [11]

Kontrola na otláčení

$$p_p = \frac{F_p}{(l_p - 2 \cdot R_p) \cdot t_{p1}} \text{ [MPa]} \quad (5.23)$$

$$F_p = \frac{M_k}{\frac{d_m}{2} + \frac{t_{p1}}{2}} \text{ [N]} \quad (5.24)$$

$$F_p = \frac{140 \cdot 10^3}{\frac{25}{2} + \frac{3,657}{2}}$$

$$F_p = 9770 \text{ [N]}$$

$$p_p = \frac{9770}{(40 - 2 \cdot 4) \cdot 3,657} p_p = 83,49 \text{ [MPa]}$$

$$p_p \leq p_{dov} \quad (5.25)$$

$$\underline{83,49 \leq 120}$$

Podmínka je splněna, pero vyhovuje.

Kontrola na střih

$$\tau = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{d_m}}{(l_p - 2 \cdot R_p) \cdot b_p} [\text{Mpa}] \quad (5.26)$$

$$\tau = \frac{\frac{2 \cdot 140}{0,025}}{(40 - 2 \cdot 4) \cdot 8}$$

$$\tau = 43 [\text{Mpa}]$$

$$\tau \leq \tau_{dov} \quad (5.27)$$

$$\underline{43 \leq 85}$$

Podmínka je splněna, pero vyhovuje.

5.6 Kontrola napínacího šroubu

Výpočet provádím dle [2].

- u napínacího šroubu volím závit M12x 1,75
- mat. šroubu 11 500 Re=320 [Mpa]
- malý průměr šroubu $d_3=9,853$ [mm]
- součinitel krutu od dotažení matice $\beta_k=1,3$ [-]
- součinitel bezpečnosti $K_s=1,5$ [-]

Kontrola šroubu na tah

$$\beta_k \cdot \sigma_t \leq \sigma_{tdov} \quad (5.28)$$

$$\beta_k \cdot \frac{T_{1pld}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

$$1,3 \cdot \frac{3592,5}{\frac{\pi \cdot 9,853^2}{4}} \leq \frac{320}{1,5}$$

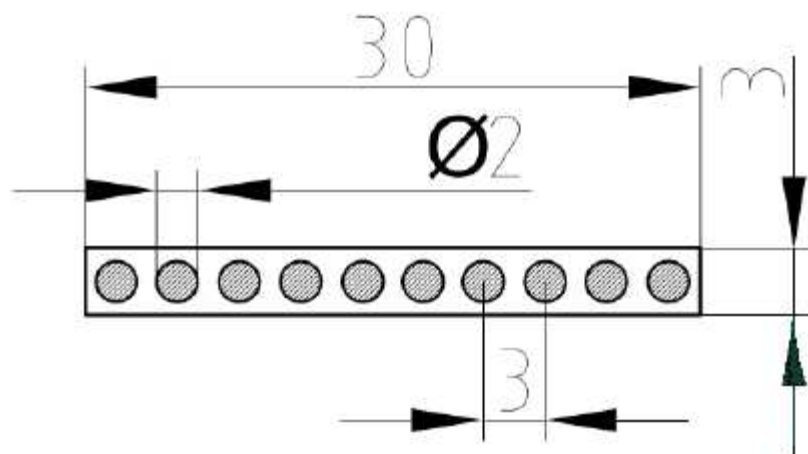
$$\underline{61,26 \leq 213,3}$$

Podmínka je splněna, šroub vyhovuje.

5.7 Volba plochého lana pro výtah o nosnosti (včetně kabiny) 1900 kg

Jako nosný prvek výtahu jsem zvolil plochý řemen od distributora UZIMEX, který je autorizovaným distributorem řemenů od firmy: GATES. Označení lana:

LiftPower™ High Performance



Obr. 5. 6 – Základní rozměry plochého lana [10]

Základní parametry:

Tab. 5. 1 - Základní parametry plochého řemene. [10]

Šířka řemenu [mm]	Tloušťka řemenu [mm]	Počet tažných lanek	Minimální pevnost [N]	Metrová hmotnost [kg·m ⁻¹]
30	3	12	42000	0,3

Dle normy ČSN EN 81 – 1 musí být součinitel bezpečnosti pro výtahy se třemi lany minimálně 12. Součinitel bezpečnosti je poměr minimální pevnosti řemenu F_{min} k maximální síle, která nastane v laně výtahu při zvedání zatížené kabiny z dolní stanice.

$$12 \leq \frac{F_{min}}{T_{1pld}} \quad (5.23)$$

$$12 \leq \frac{F_{min}}{\left(\frac{P+Q}{i_k} + m_l \cdot n_m \cdot H \cdot 1,05\right) \cdot g}$$

$$12 \leq \frac{42000 \cdot 3}{\left(\frac{900 + 1000}{2} + 0,3 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 1,05\right) \cdot 9,81}$$

$$12 < 13,2$$

Podmínka je splněna, zvolený řemen vyhovuje.

5.8 Návrh kabiny výtahu o nosnosti 1000 kg

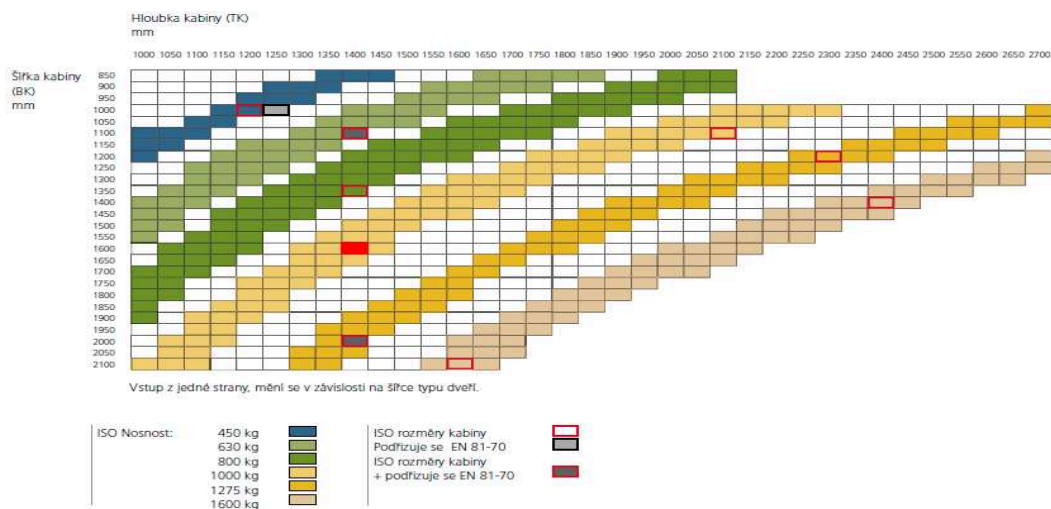
5.8.1 Stanovení počtu osob

$$\frac{Q}{75} = \frac{1000}{75} = 13,3 \Rightarrow 13 [\text{osob}] \quad (5.24)$$

Dle tabulek 1.1 a 1.2 normy [4] je určena minimální užitečná plocha klece 2,15 [m²] a maximální užitečná plocha daná nosností kabiny 2,4 [m²]. Na základě těchto podmínek je volena kabina Schindler 5400 od firmy Schindler CZ, a.s.

Základní parametry kabiny:

- šířka x hloubka: 1,6 x 1,4 = 2,24 [m²]

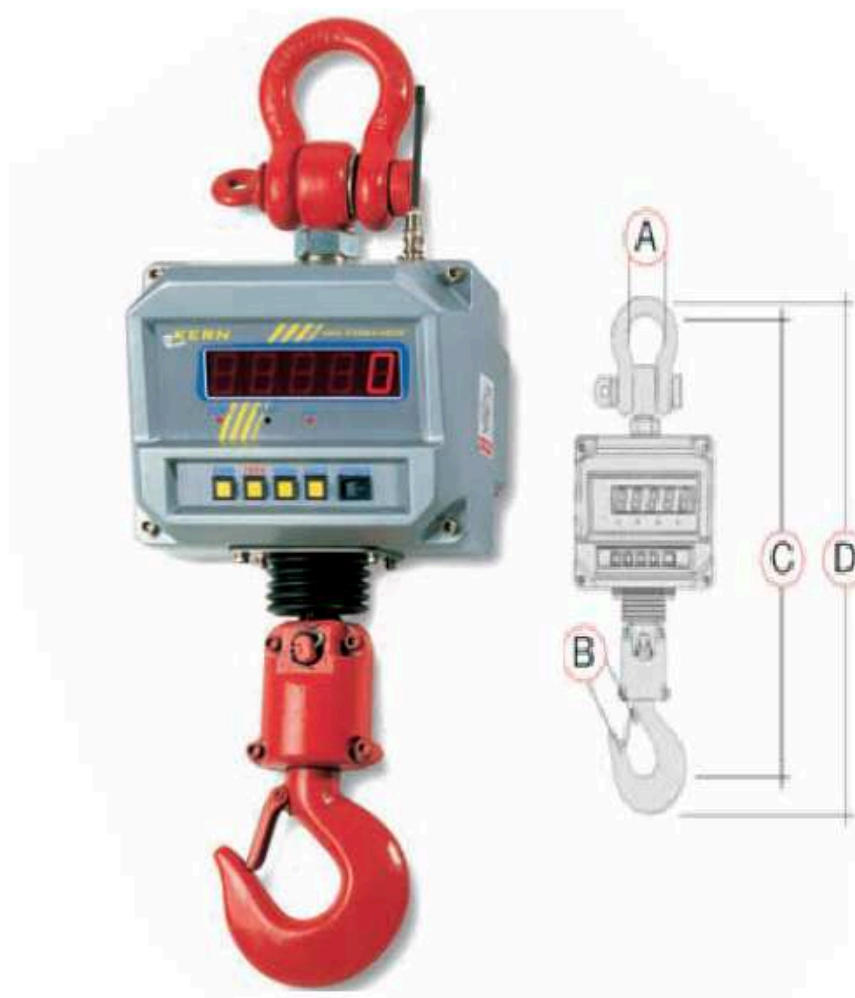


Obr. 5.7 – Rozměry kabiny Schindler 5400. [17]

5.9 Zvolená měřicí zařízení

5.9.1 Volba váhy

Aby bylo možno zkontrolovat velikost vyvozené napínací síly, je v měřicím zařízení umístěna závěsná jeřábová váha. Závěsná jeřábová váha KERN HUM 1000K500 byla zvolena s ohledem na velikosti napínacích sil.



Obr. 5.8 – a) Závěsná jeřábová váha KERN HUM 1000K500. b) Základní rozměry váhy[18]

Tab. 5. 2 - Základní parametry závěsné jeřábové váhy[18]

Modell	Wägebereich [Max] kg	Ablesbarkeit [d] g	Nettogewicht ca. kg	Abmessungen Gehäuse BxTxH mm	3 Maße			
					A	B	C	D
					mm	mm	mm	mm
KERN								
HUM 1000K500	1000	500	16	210x228x180	56	42	550	620

3.1.1. Volba závěsných tenzometrů

Pod úchopem měřeného lana je na každé straně umístěn závěsný tenzometr. Tenzometry jsou připojeny k počítači, který zaznamenává průběh nabíhající a odbíhající síly během celé zkoušky. Tenzometry RSCBC1-1000 kg od výrobce HBM byly zvoleny s ohledem na velikosti nabíhající a odbíhající síly.



Obr. 5.9 – Závěsný tenzometr. [19]

5.10 Kontrola nosné konstrukce pomocí metody konečných prvků

5.10.1 Nosná konstrukce

Nosná konstrukce je svařena z uzavřeného svařovaného obdélníkového profilu od firmy Feron, a.s.

Kategorie:	trubky a jáčky » profily ocelové uzavřené (jáčky) » obdélníkové		
Norma:	ČSN EN 10219-2		

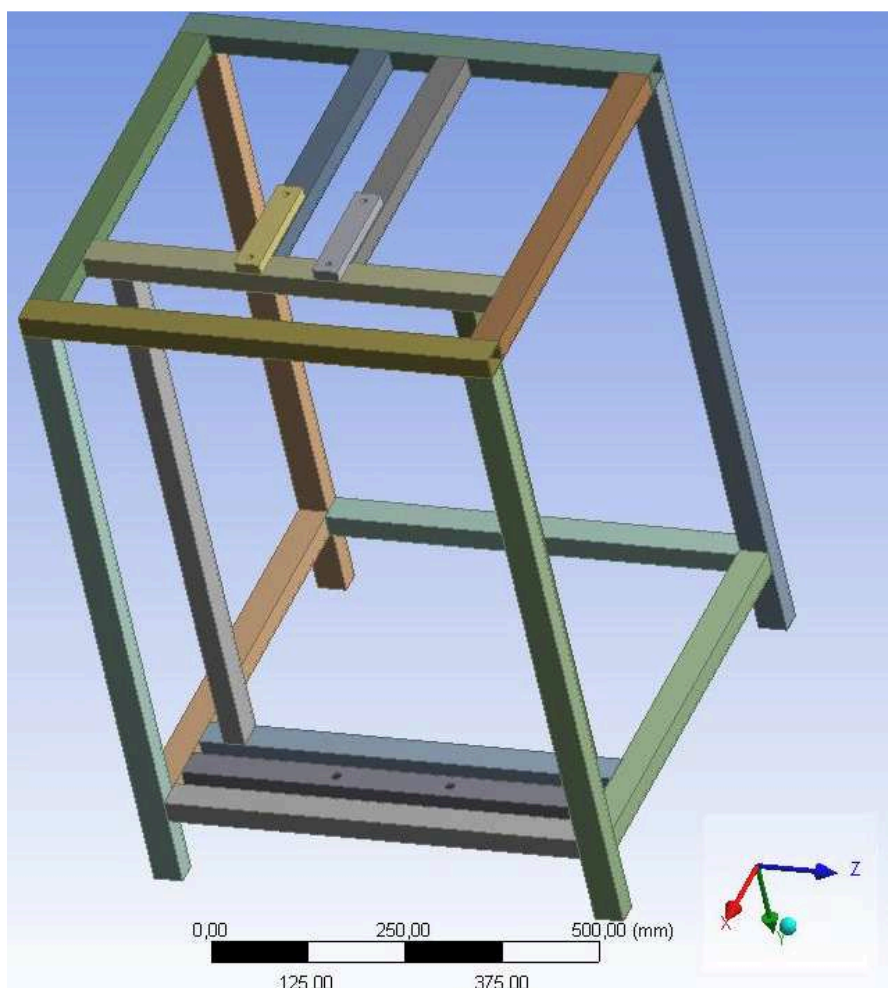
Výška profilu	H	40 mm
Šířka profilu	B	30 mm
Tloušťka profilu	T	2,0 mm
Hmotnost	M	1,932 kg/m

Číslo položky	5M11271	Přidat do porovnání
Značka oceli / materiál	S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1 Obdobná: 11 375	
TDP	ČSN EN 10219-1	
Provenience	Česká republika	
Poptat	<input type="text"/> kg	PŘIDAT DO POPTÁVKY
	<input type="text"/> m	

Obr. 5.10 – Základní parametry profilu. [20]

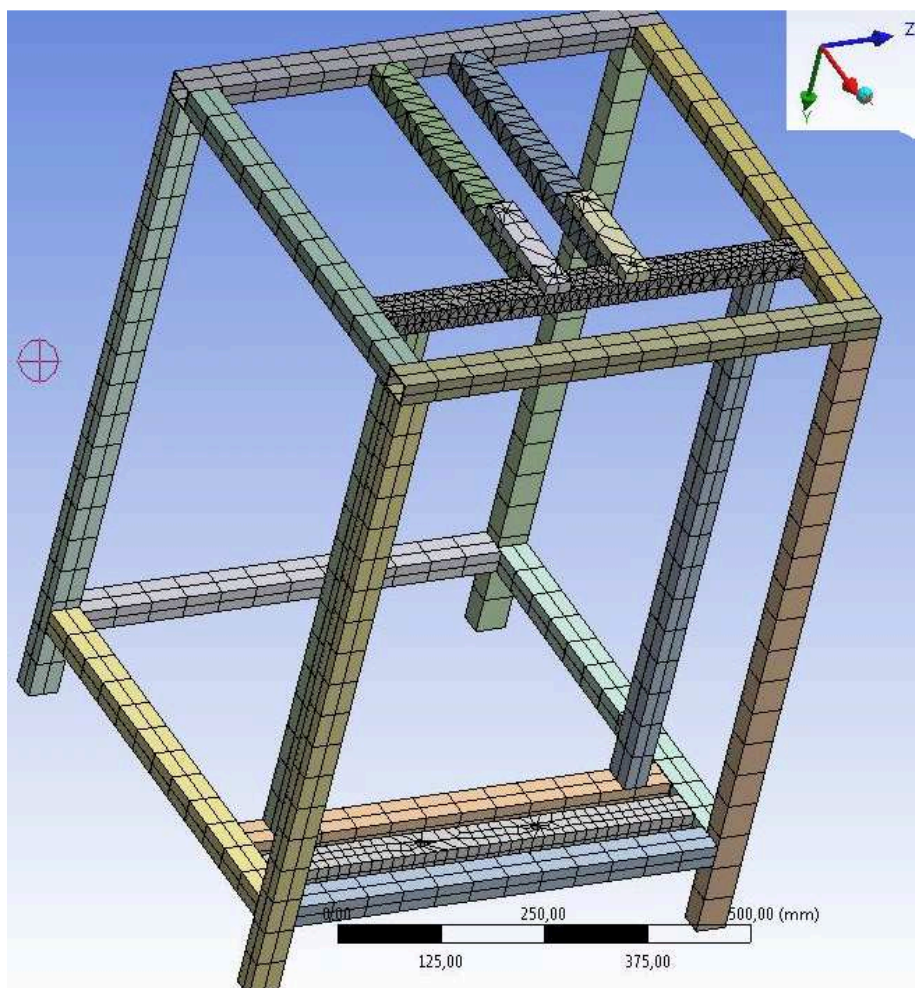
5.10.2 Vytvoření počítačového modelu [3], [21]

Dle již předem vytvořených 3D modelů v software Autodesk Inventor Professional 2011 byl v software ANSYS Workbench 13.0 vytvořen zjednodušený výpočtový model. Výpočtový model bylo nutné zjednodušit, tzn. odstranit šikmé hrany, rádiusy a závit.



Obr. 5.11 - Geometrický model nosné konstrukce měřicího zařízení

Na obr. 5.12 je síť konečných prvků obsahující 1895 uzlů (4376 elementů). Pro přesnější výpočet je síť na vybraných komponentech zjemněna.



Obr. 5.12 - Síť konečných prvků

Materiál nosné konstrukce je homogenní, izotropní a lineární.

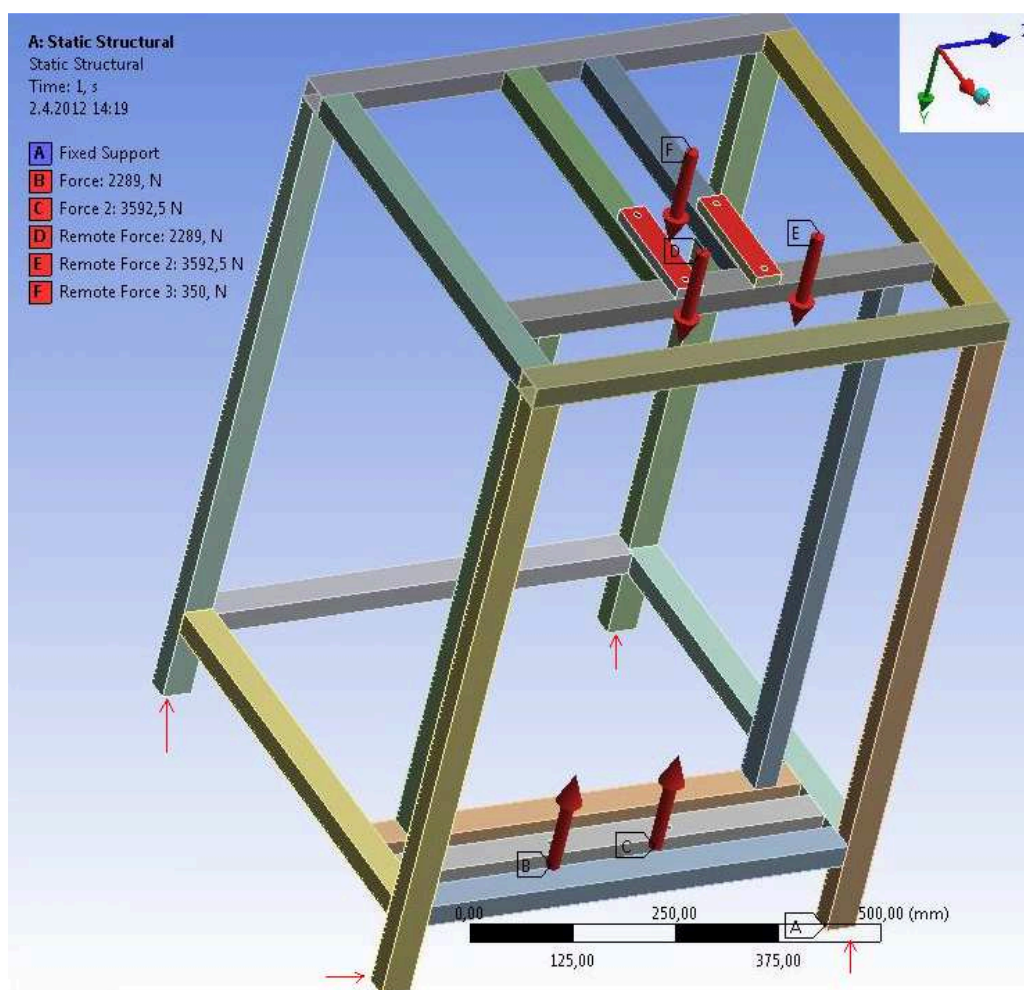
Materiály profilu: [18]

- ocel 11 375 (modul pružnosti $E = 2.1 \times 10^5$ [MPa] a Poissonovo číslo $\mu = 0,3$ [-])
- $R_e=245$ [MPa]
- $R_m=441$ [MPa]

Na obr. 5.13 jsou znázorněny okrajové kinematické podmínky (zamezení všem posuvům) a zatěžující síly.

Velikosti zatěžujících sil:

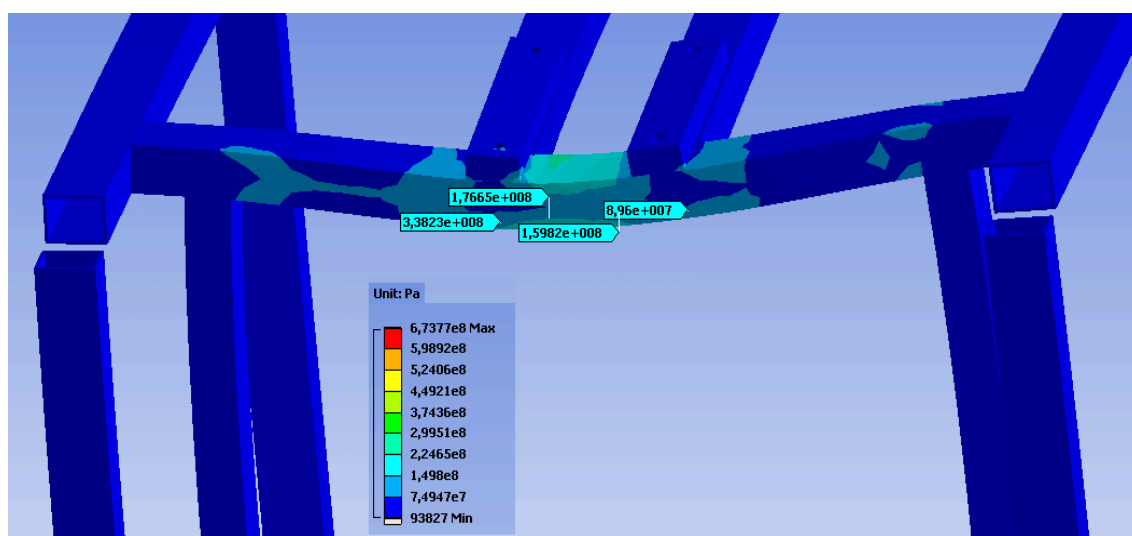
- $F=350$ [N] – síla od hmotnosti převodového motoru
- $D=B=2289$ [N] – síla vyvozena napínáním lana na straně protizávaží T_{2zh}
- $E=C=3592,5$ [N] – síla vyvozena napínáním lana na straně zatížené klece T_{1pld}



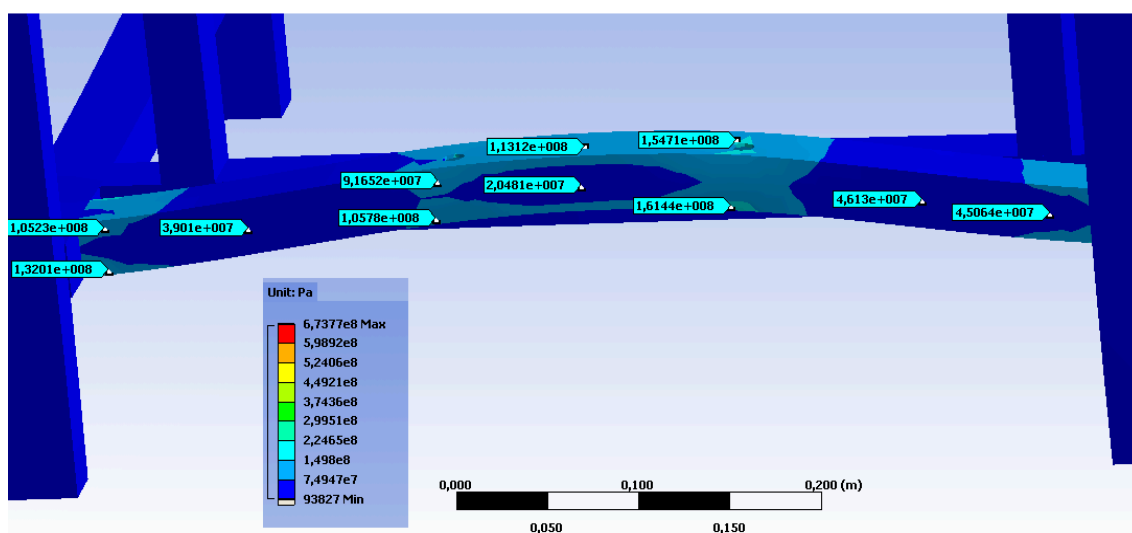
Obr. 5.13 - Kinematické okrajové podmínky a zatěžující síly

5.10.3 Výpočet napjatosti a deformace konstrukce měřicího zařízení

Tato kapitola výpočtové zprávy analyzuje řešenou část strojního celku se zadaným zatížením. Z výsledků získaných výpočtem byla určena kritická místa, pro které bylo zjištěno maximální redukované napětí dle teorie HMM (von MISES). Rozložení redukovaného napětí je znázorněno na obr. 3.14 a obr. 5.15

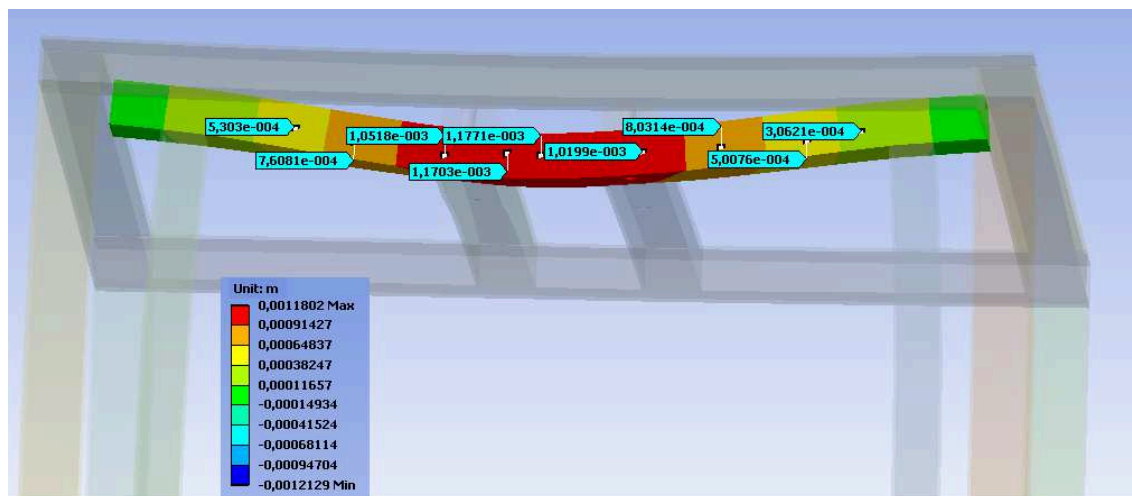


Obr. 5.14 - Redukované napětí horní části dle HMM [Pa]

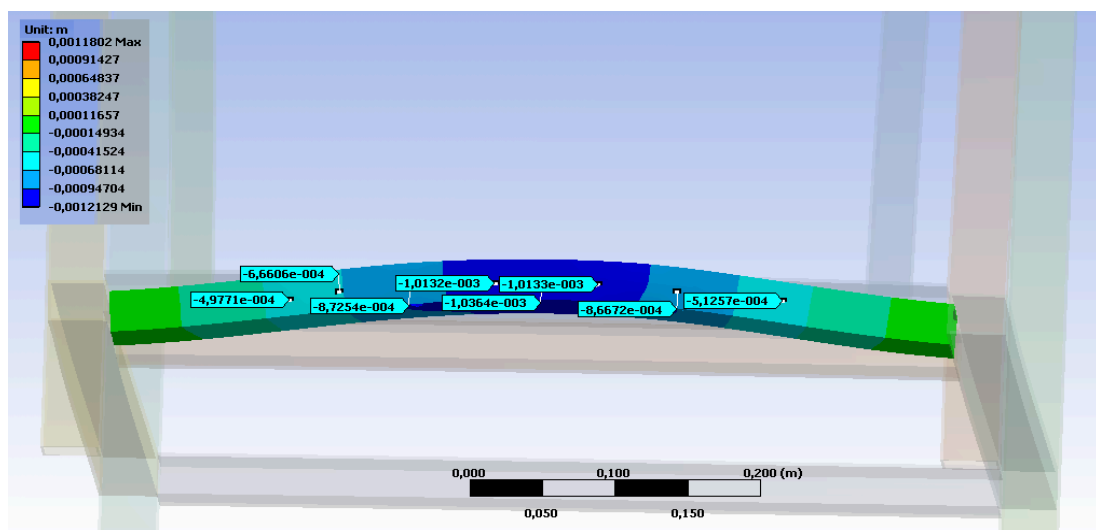


Obr. 5.15 - 2Redukované napětí spodní části dle HMM [Pa]

Na obr. 5.16 a obr. 5.17 je znázorněn posuv [m]

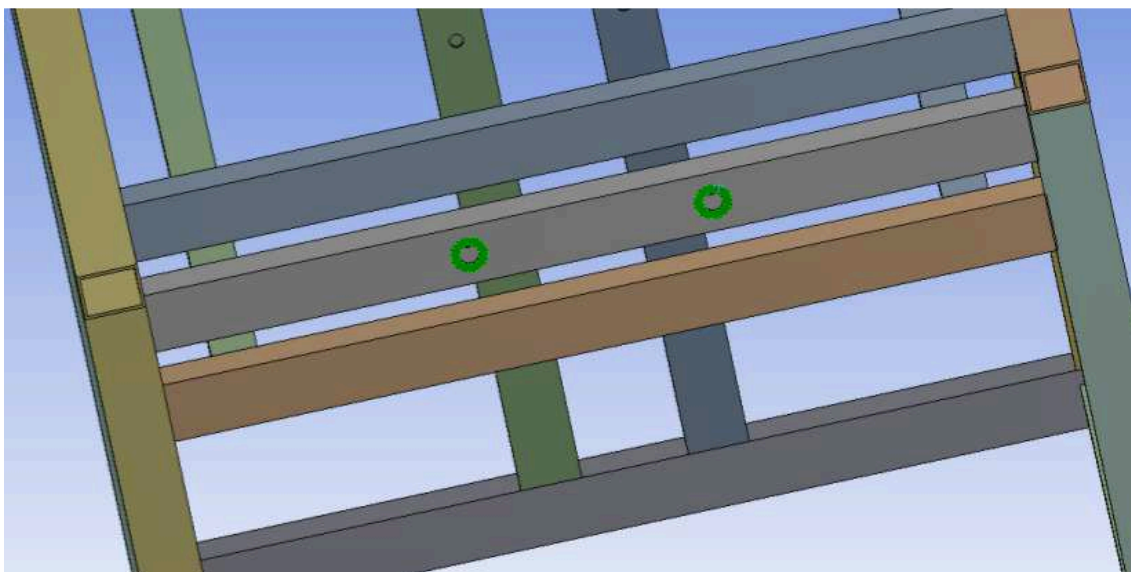


Obr. 5.16 - Deformace horní části [m]

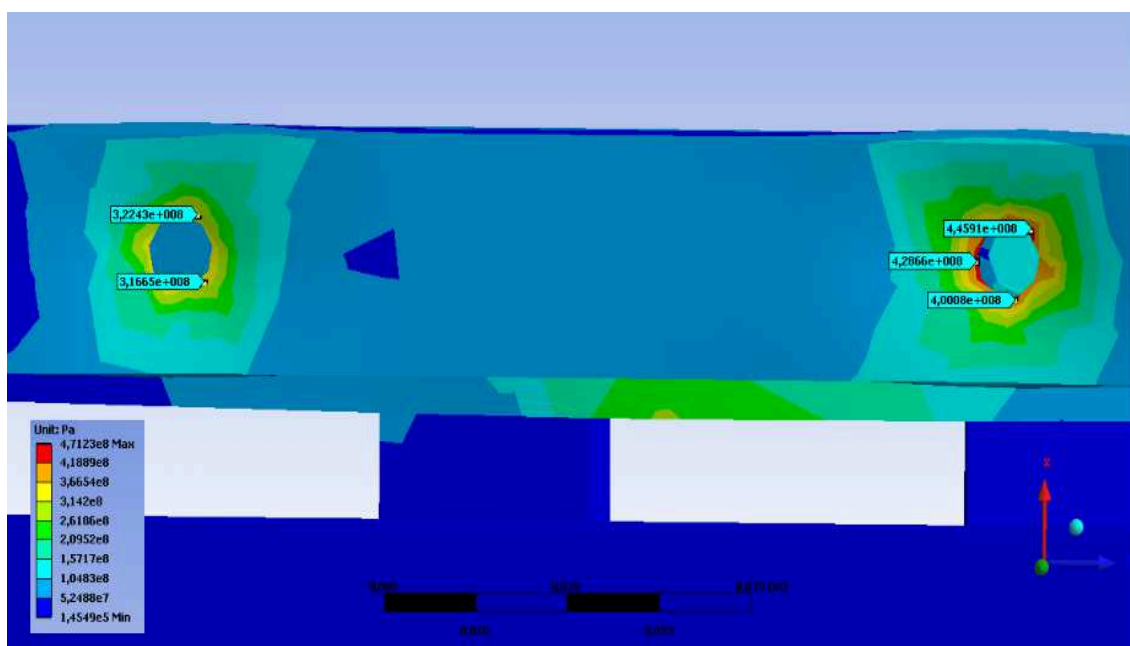


Obr. 5.17 - Deformace horní části [m]

Na obr. 5.18 jsou znázorněny plochy, na nichž působí síly vyvozené napínacím šroubem. Tyto plochy vznikly otisknutím podložek Podložka 13 ČSN 02 1740.11.



Obr. 5.18 – Místa, v nichž působí napínací síly



Obr. 5.19 - Deformace otvorů pro napínací šrouby [Pa]

5.10.4 Výsledek kontroly nosné konstrukce

Cílem výpočtové práce bylo získat hodnoty maximálního napětí v řešené konstrukci. Hodnotícím kritériem je rozložení a velikost redukovaného napětí dle teorie HMM (von MISES) a velikost celkových posuvů. Do výpočtu byly zadány zatěžující síly (viz. obr 5.13). Obrázky na předchozích stranách názorně ukazují výsledky redukovaného napětí a posuvů.

V horní příčce konstrukce (viz. obr.5.14) vznikla špička napětí s hodnotou až 176 [MPa]. Tuto hodnotu napětí lze porovnat s mezí kluzu $R_e=245$ [MPa] a ověřit si, že zatížení konstrukce je pod touto hranicí trvalé deformace. Maximální posuv v horní příčce (viz. obr.5.16) je roven 1,2 [mm].

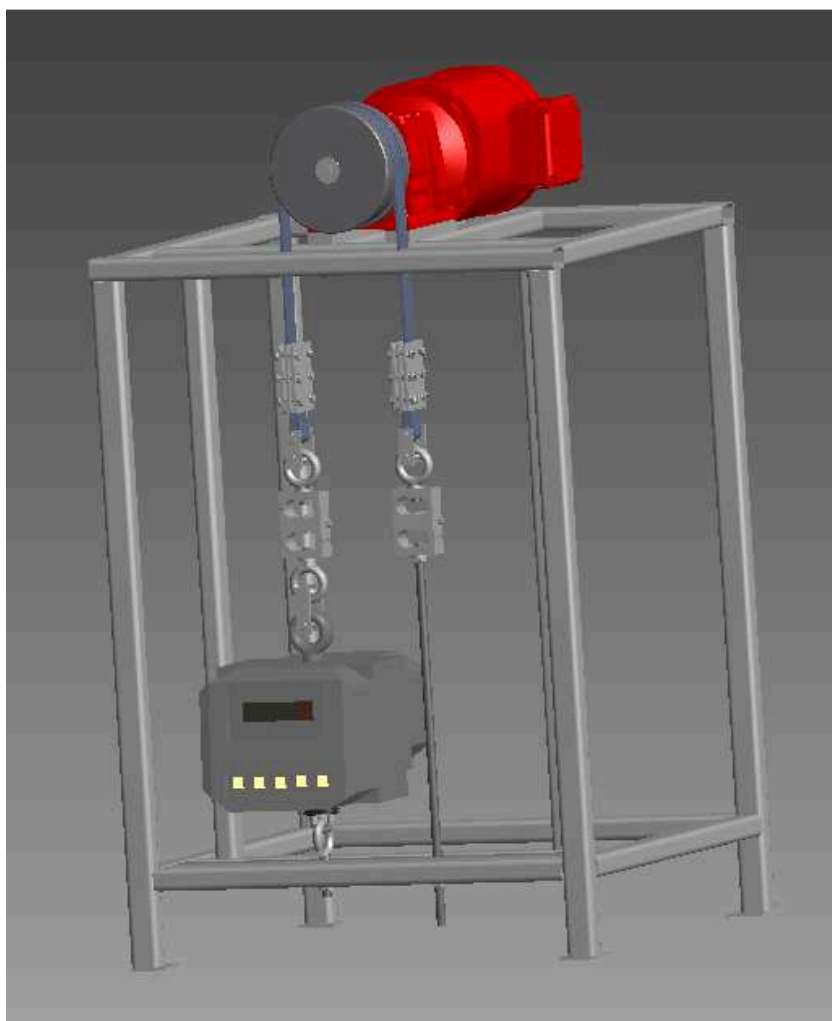
Na Obr. 3.19 je vidět průběh napětí, který na okraji díry pro napínací šroub dosahuje špičky napětí až 445 [MPa]. Velikost napětí odpovídá mezi pevnosti materiálu. Abychom zabránili deformaci, použijeme přídatnou podložku, která nám rozloží vyvozenou sílu na větší plochu, a tím zabráníme trvalé deformaci profilu.

Výsledkem kontroly bylo zjištěno, že navržená konstrukce vyhovuje.

Užitím metody konečných prvků, která je implementována do software ANSYS Workbench 13.0, bylo dosaženo požadovaného cíle.

6. Kompletace měřicího zařízení

Na základě rozměrů zvoleného motoru, rozměrů třecího kotouče a jeřábové váhy byly navrženy rozměry nosné konstrukce zařízení a celé zařízení bylo vymodelováno pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2011 (viz. obr. 6.1).



Obr. 6.1 – Model měřicího zařízení

7. Závěr

V úvodní teoretické části byly objasněny základní pojmy týkající se výtahů. Byla vypracována rešerše se základním rozdělením osobních výtahů podle druhů pohonu a shrnuty jejich výhody i nevýhody. Hlavní důraz byl kladen na elektrický výtah s třecím kotoučem a plochým řemenem.

V počáteční části byla zvolena hmotnost protizávaží a provedeny trakční výpočty, kterými bylo dokázáno, že největší síly v lanech nastanou v případě zvedání zatížené kabiny. Na základě velikosti obvodové síly na třecím kotouči byl zvolen převodový motor R37 DRE100M4 firmy SEW-EURODRIVE. Byly provedeny pevnostní výpočty péra spojujícího hřídel motoru s třecím kotoučem a šroubu vyvozujícího nabíhající a odbíhající sílu při měření součinitele tření.

Na základě velikosti tahových sil v nosném prvku byl zvolen plochý řemen LiftPower™ High Performance firmy GATES. V závěrečné části byla nosná konstrukce podrobena kontrole metodou konečných prvků. Z výsledku je patrné, že nosná konstrukce splňuje pevnostní podmínky při průběhu měření.

Na obr. 6.1 je model měřícího zařízení i s jednotlivými komponenty vymodelován ve 3D programu Autodesk Inventor Professional 2011

8. Seznam použité literatury

Knižní zdroje

- [1] POLÁK, J., SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení III*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2005. 137 s.
- [2] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací*. Ostrava: Editační středisko VŠB – TU Ostrava, 2007. 91 s.
- [3] VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. KATEDRA PRUŽNOSTI A PEVNOSTI. *Pružnost a pevnost I [Lenert, 2002] Pružnost a pevnost I [Lenert, 2002]*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2002. ISBN 80-248-0113-2 (brož.) 80-248-0113-2 (brož.). (6.3.2012)

Normy

- [4] *Norma ČSN ISO 4190-1 Zřizování elektrických výtahu (Část 1: Výtahy třídy I, II, III a VI)*. Praha: CNI, 2005
- [5] *Norma ČSN EN 81-1 Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž osobních, nákladních malých nákladních výtahu (Část 1: Elektrické výtahy)*. Praha: CNI, 1993

Internetové zdroje

- [6] <http://cs.wikipedia.org/>
- [7] <http://www.nao.otis.com/>
- [8] <http://www.msv-vytahy.cz/>
- [9] <http://www.ocelova-lana.cz/>
- [10] <http://www.uzimex.cz/>
- [11] <http://www.schindler-cz.cz/>
- [12] <http://www.rst-vytahy.cz/>
- [13] <http://edirectory-delhi-sigma-elevator-com.blogspot.com/>

- [14] <http://www.en.arquigrafico.com/>
- [15] <http://www.rst-vytahy.cz/>
- [16] <http://www.boels.cz/>
- [17] <http://www.schindler-cz.cz/>
- [18] <http://www.kern-sohn.com/>
- [19] <http://www.vtsz.cz/>
- [20] <http://www.ferona.cz/>
- [21] <http://www.ansys.com/>

9. Seznam příloh

Výkresová dokumentace

- Příloha A Měřicí zařízení. Sestavný výkres měřícího zařízení.
- Příloha B Pohon s třecím kotoučem. Sestavný výkres pohonu s třecím kotoučem.
- Příloha C Třecí kotouč. Dílenský výkres třecího kotouče.